

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

All-wheel drive motor vehicle

Patent Number: DE3516982
Publication date: 1986-06-26
Inventor(s): BARSKE HEIKO DR; ZAHL JOSEF
Applicant(s): AUDI NSU AUTO UNION AG
Requested Patent: ☐ DE3516982
Application Number: DE19853516982 19850510
Priority Number(s): DE19853516982 19850510
IPC Classification: B60K17/34
EC Classification: B60K17/348
Equivalents:

Abstract

In a motor vehicle with a front and a rear axle, each drivable by way of a differential, and a transmission driving the differentials, which transmission produces a possibly different drive torque distribution to the axles, in order to obtain an optimum cornering control as a function of the steering angle of the front wheels, the drive torque distribution can be reduced to 15% or on the rear wheels increased to 85%. The drive torque is varied smoothly as the steering angle increases and where necessary with increasing drive power output of the internal combustion engine.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑪ DE 35 16982 C 1

⑤① Int. Cl. 4:
B 60 K 17/34

⑳ Aktenzeichen: P 35 16 982.6-12
㉑ Anmeldetag: 10. 5. 85
㉒ Offenlegungstag: —
㉓ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 26. 6. 86

DE 35 16982 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

㉔ Patentinhaber:
Audi AG, 8070 Ingolstadt, DE

㉕ Erfinder:
Barske, Heiko, Dr.; Zahl, Josef, 8070 Ingolstadt, DE

⑤⑥ Im Prüfungsverfahren entgegengehaltene
Druckschriften nach § 44 PatG:
DE-OS 32 03 707

⑤④ Allradgetriebenes Kraftfahrzeug

Bei einem Kraftfahrzeug mit einer vorderen und einer hinteren jeweils über ein Differential antreibbaren Achse, sowie einem die Differentiale antreibendem Getriebe, welches eine gegebenenfalls unterschiedliche Antriebsmomentenverteilung zu den Achsen bewirkt, ist zur Erzielung einer optimalen Kurvensteuerung abhängig vom Lenkwinkel der Vorderräder die Antriebsmomentenverteilung auf bis zu 15% verringerbar bzw. an den Hinterrädern auf bis zu 85% erhöhbar. Die Antriebsmomentenänderung erfolgt gleitend mit zunehmendem Lenkwinkel und gegebenenfalls mit zunehmender Antriebsleistung der Brennkraftmaschine.

DE 35 16982 C 1

Patentansprüche:

1. Kraftfahrzeug mit einer vorderen und einer hinteren jeweils über ein Differential antreibbaren Achse, sowie einen die Differentiale antreibendem Getriebe, welches eine gegebenenfalls unterschiedliche Antriebsmomentenverteilung zu den Achsen bewirkt, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsmomentenverteilung abhängig vom Lenkwinkel α der Vorderräder derart veränderbar ist, daß das Antriebsmoment auf die Vorderräder beim Durchfahren von Kurven auf bis zu 15% abnimmt und das Antriebsmoment auf die Hinterräder auf bis zu 85% zunimmt.

2. Kraftfahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Antriebsmoment auf die Hinterräder mit zunehmendem Lenkwinkel α gleitend zunimmt bzw. an der Vorderachse entsprechend abnimmt.

3. Kraftfahrzeug nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Antriebsstrang zu den Vorderrädern eine hydraulisch beaufschlagte Reibungskupplung (Lamellenkupplung 32) eingeschaltet ist, deren Übertragungsmoment durch den hydraulischen Druck bestimmt ist, wobei der Druck abhängig vom Lenkwinkel α und gegebenenfalls der Antriebsleistung der Brennkraftmaschine steuerbar ist.

4. Kraftfahrzeug nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Antrieb der Vorder- und der Hinterräder ein selbstsperrendes Differential, insbesondere eine Flüssigkeits-Scherreibungskupplung eingeschaltet ist.

5. Kraftfahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsmomentenverteilung über eine logische Verknüpfungsschaltung (Steuergerät 60) nach Maßgabe eines Lenkwinkelsensors (54) und gegebenenfalls zumindest eines der Antriebsleistung der Brennkraftmaschine darstellenden Sensors gesteuert ist.

6. Kraftfahrzeug nach den vorhergehenden Ansprüchen, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsmomentenverteilung über den Lenkwinkel α mittels einer zusätzlichen Verstelleinrichtung (74) veränderbar ist.

7. Kraftfahrzeug nach den Ansprüchen 1, 2, 5, 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb der vorderen Achse über einen Kegelscheibentrieb (100) mit veränderlicher Übersetzung und der Antrieb der hinteren Achse über einen Stirnradtrieb (92, 94) erfolgt.

Die Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeug mit einer vorderen und einer hinteren jeweils über ein Differential antreibbaren Achse gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Bei Pkw's als auch insbesondere bei Wettbewerbsfahrzeugen werden vermehrt sowohl die Vorder- als auch die Hinterräder angetrieben, um eine möglichst optimale Antriebsstraktion sicherzustellen. Abhängig von der Gewichtsverteilung des Kraftfahrzeuges unter Berücksichtigung der dynamischen Achslastverteilungen werden Antriebsmomentverteilungen zwischen den Hinter- und Vorderrädern von 50 zu 50 bis sogar 75 zu

25 gewählt.

Eine Momentenverteilung von ca. 50 zu 50 nimmt insbesondere Fahrern von Wettbewerbsfahrzeugen die Möglichkeit, durch enge Kurven zu »driften« bzw. durch gezieltes Übersteuern des Kraftfahrzeuges in die Kurven zu lenken. Andererseits bewirkt eine Momentenverteilung von 75 zu 25 bereits eine deutlich verringerte Antriebsstraktion bei Geradeausfahrt des Kraftfahrzeuges, insbesondere bei verringerten Straßenhaftwerten.

Durch die DE-OS 32 03 707 ist es bekannt, zur Erzeugung der Übersteuertendenz in Kurven den Antrieb der Vorderräder kurzzeitig abzuschalten, so daß eine alleinige Antriebsstraktion über die Hinterräder erfolgt.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein allradgetriebenes Fahrzeug vorzuschlagen, welches sowohl bei Geradeausfahrt als auch in Kurven mit optimaler Antriebsstraktion und optimalem Kurvensteuern (kontrolliertes Übersteuern) betreibbar ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst. Durch die erfindungsgemäßen Maßnahmen wird in Kurven das Antriebsmoment der Vorderräder verringert bzw. an den Hinterrädern erhöht, so daß ein gezieltes Übersteuern des Kraftfahrzeuges möglich ist. Zugleich wird aber über die Vorderräder noch soviel Antriebsstraktion übertragen, wie ohne Verlust deren Seitenführungskraft möglich ist. Bevorzugt wird dabei gemäß Patentanspruch 2 vorgeschlagen, die Antriebsmomentenverteilung gleitend abhängig vom Lenkwinkel zu verändern. Es hat sich gezeigt, daß dadurch ein besonders gut beherrschbares Fahrverhalten des Kraftfahrzeuges in Kurven ermöglicht ist. Sobald das Kraftfahrzeug wieder in Geradeausfahrt übergeht, liegt wieder die für Geradeausfahrt optimale Antriebsmomentenverteilung von z. B. 50 zu 50 oder 60 zu 40 vor.

Die erfindungsgemäße Veränderung der Antriebsmomentenverteilung kann in verschiedenen Arten bewerkstelligt werden, wie in der nachfolgenden Beschreibung noch näher ausgeführt wird. Bevorzugt wird jedoch entsprechend den Merkmalen der Ansprüche 3 und 4 eine hydraulisch beaufschlagte Reibungskupplung in Verbindung mit einem selbstsperrenden Differential vorgeschlagen. Durch die Druckmodulation der Reibungskupplung kann verzögerungsfrei und genau die Antriebsmomentenverteilung zu den Vorderrädern gesteuert werden. Das Sperrdifferential — sofern nicht ein starrer Durchtrieb zu den Hinterrädern gewünscht ist — kann vorzugsweise durch eine Ferguson-Kupplung nach dem Flüssigkeits-Scherreibungsprinzip gebildet sein.

Die Antriebsmomentenänderung kann über eine Elektronik entsprechend Patentanspruch 5 vollzogen werden. Dadurch bietet sich die Möglichkeit, möglichst viele relevante Parameter zu verarbeiten. Beispielsweise kann fahrwerkseitig der Lenkwinkel, die Geschwindigkeit des Kraftfahrzeuges sowie dessen Querbewegung und Neigung erfaßt und ausgewertet werden. Die Antriebsleistung der Brennkraftmaschine kann über einen Drehzahlsensor sowie über die Erfassung des Saugrohrdruckes und der Gaspedalstellung bzw. der Drosselklappenstellung erfaßt sein. Die Verstellung kann gegebenenfalls über ein Kennfeld erfolgen, in dem relevante Daten abgespeichert sind und denen jeweils eine definierte Antriebsmomentenverteilung zugeordnet ist.

Gemäß Anspruch 6 kann noch eine Verstelleinrichtung vorgesehen sein, mittels welcher eine Modifikation

oder Verschiebung der gewählten Antriebsmomentenverteilung abhängig vom Lenkwinkel vorgenommen werden kann. Eine derartige Verstelleinrichtung ermöglicht durch entsprechende Testfahrten und durch empirische Mittelungen eine Feinabstimmung des Fahrwerkes unmittelbar auf den zu befahrenden Kurs.

Zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung sind im folgenden näher erläutert. Die Zeichnung zeigt in

Fig. 1 ein allradgetriebenes Kraftfahrzeug in schematischer Darstellung, mit einer über eine hydraulisch betätigte Lamellenkupplung veränderbaren Antriebsmomentenverteilung;

Fig. 2 ein weiteres Getriebe zur Antriebsmomentenverteilung für ein allradgetriebenes Kraftfahrzeug.

Das Kraftfahrzeug gemäß Fig. 1 weist eine Brennkraftmaschine 2 als Antriebsquelle auf, an welche ein Geschwindigkeits-Wechselgetriebe 4 angeflanscht ist. In dem Wechselgetriebe 4 ist ein selbstsperrendes Zwischenachs-Differential 6 vorgesehen, welches durch eine sogenannte Ferguson-Kupplung gebildet ist.

Über das Differential 6, dessen Gehäuse 8 über eine in dem Wechselgetriebe 4 gelagerte Hohlwelle 10 angetrieben ist, werden eine zur vorderen Achse des Kraftfahrzeuges führende Abtriebswelle 12 sowie eine zur hinteren Achse führende Abtriebswelle 14 angetrieben. Die Abtriebswelle 14 ist dabei unmittelbar mit dem Gehäuse 8 verbunden, während das Antriebsmoment auf die Abtriebswelle 12 durch eine in dem Gehäuse 8 befindliche zähviskose Flüssigkeit durch Scherreibung übertragen wird. Geringfügige Relativverdrehungen zum Ausgleich der unterschiedlichen Raddrehzahlen beim Durchfahren von Kurven sind dadurch ausgleichbar, während bei größeren Relativverdrehungen ein starrer Durchtrieb erfolgt.

Die Abtriebswelle 14 ist über eine Kardanwelle 16 mit dem hinteren Achs-Differential 18 trieblich verbunden, während die Abtriebswelle 12 das vordere Achs-Differential 20 antreibt. Die Differentiale 18, 20 sind übliche Kegelrad-Differentiale, wobei das hintere Differential 18 noch mit einer schaltbaren Differentialsperre 22 ausgestattet ist.

Die Differentiale 18, 20 treiben über Gelenkwellen 24, 26 bzw. 28, 30 die Vorder- bzw. Hinterräder des Kraftfahrzeuges an. Im Kraftfluß zwischen dem vorderen Differential 20 und der einen Gelenkwelle 28 ist eine hydraulisch betätigbare Lamellenkupplung 32 vorgesehen, deren Gehäuse 34 mit dem einen Achskegelrad 36 des Differential 20 trieblich verbunden ist, während die Kupplungslamellen 38 trieblich mit der Gelenkwelle 28 verbunden sind. Mittels einem in dem Gehäuse 34 verschiebbar angeordneten Ringkolbens 40 kann die Lamellenkupplung abhängig von dem auf den Ringkolben wirkenden hydraulischen Druck mehr oder minder stark geschlossen werden, so daß die Lamellenkupplung ein veränderliches Antriebsmoment übertragen kann. Die Lamellenkupplung 32 ist vorzugsweise eine Naßreibungskupplung und innerhalb des Gehäuses des Differential 20 angeordnet.

Die lenkbaren Vorderräder des Kraftfahrzeuges werden in üblicher Weise über eine Zahnstangenlenkung 42 gelenkt, wobei die Zahnstangenlenkung 42 über Spurstangen 44, 46 und Lenkspurhebeln 48, 50 mit den Vorderrädern verbunden ist. Die Betätigung der Zahnstangenlenkung erfolgt in üblicher Weise mittels eines nicht dargestellten Lenkhandrades. Am Gehäuse 52 der Zahnstangenlenkung 42 ist ein Sensor 54 angeordnet, der die Stellung der innerhalb des Gehäuses 52 verschiebbaren Zahnstange 56 abtastet und ein dem einge-

stellten Lenkwinkel anzeigendes Signal liefert.

Dieses Signal wird über eine Leitung 58 einer logischen Verknüpfungsschaltung bzw. einem elektronischen Steuergerät 60 zugeführt. In dem Steuergerät 60 werden ferner die Drehzahl n der Brennkraftmaschine, der Druck p im Saugrohr stromab der Drosselklappe der Brennkraftmaschine und die Stellung des Gaspedales eingegeben. Dies wird mittels geeigneter Sensoren bewirkt, welche an der Brennkraftmaschine 2 in nicht dargestellter Weise angebaut sind. Bei vielen Brennkraftmaschinen sind derartige Sensoren zur Motorsteuerung, beispielsweise zur Steuerung der Brennstoffzufuhr, der Zündung etc. bereits vorhanden, so daß diese Signale unmittelbar verwendet werden können.

Ferner treibt die Brennkraftmaschine 2 eine hydraulische Pumpe 62 an, welche Hydraulikmedium aus einem Flüssigkeitsreservoir 64 ansaugt und in eine Leitung 66 fördert. Die Leitung 66 ist mit einem Taktventil 68 verbunden, welches mit einer definierten Taktfrequenz die Leitung 66 entweder mit der Rücklaufleitung 69 zum drucklosen Flüssigkeitsreservoir 64 oder mit einer Leitung 70 verbindet. Die Leitung 70 mündet in einen Hydraulikraum 72 innerhalb der Lamellenkupplung 32, so daß das eingesteuerte Hydraulikmedium auf den Ringkolben 40 wirkt. Es versteht sich, daß anstelle der Pumpe 62 auch jede andere, in dem Kraftfahrzeug verfügbare, Druckquelle verwendbar ist; beispielsweise kann eine bereits vorhandene Zentralhydraulik zur Betätigung einer Servolenkung, einer Servobremse oder anderer servobetätigter Einrichtungen im Kraftfahrzeug angezapft werden. Durch das Taktventil 68 wird der auf die Lamellenkupplung (32) wirkende hydraulische Druck im Sinne einer Veränderung des Antriebsmoments auf die Vorderräder des Kraftfahrzeuges modifiziert.

In dem elektronischen Steuergerät 60 werden die von den Sensoren gelieferten Daten verarbeitet und entsprechend das Taktventil 68 angesteuert. So wird z. B. bei Geradeausfahrt des Kraftfahrzeuges, angezeigt durch den Sensor 54, ein hydraulischer Druck auf die Lamellenkupplung 32 gesteuert, welcher die Kupplung 32 vollständig schließt, so daß das volle Antriebsmoment auf die beiden Vorderräder übertragen wird. Es liegt dann eine Antriebsmomentenverteilung zwischen der vorderen und der hinteren Achse des Kraftfahrzeuges an, welche durch das Zwischenachs-Differential 6 bestimmt ist. Diese Antriebsmomentenverteilung kann beispielsweise 50 zu 50 oder 60 zu 40 betragen, wobei im letzteren Falle den Hinterrädern das größere Antriebsmoment zugeteilt ist.

Beim Durchfahren einer Kurve werden die Vorderräder entsprechend eingelenkt, wobei der dann auftretende Lenkwinkel über den Sensor 54 dem Steuergerät 60 eingegeben wird. Ferner wird über die Daten Drehzahl n der Brennkraftmaschine, dem Saugrohrdruck p und der Stellung α des Gaspedales die Antriebsleistung der Brennkraftmaschine angezeigt. Aus diesen Daten errechnet das Steuergerät 60 einen modifizierten, verminderten hydraulischen Druck, welcher über das Taktventil 68 eingesteuert wird. Dementsprechend wird das Übertragungsmoment der Lamellenkupplung 32 verringert, so daß in dem berechneten Maße das übertragbare Antriebsmoment über das vordere Differential 20 zurückgenommen wird. Beispielsweise liegt dann eine Antriebsmomentenverteilung zwischen dem hinteren Differential 18 und dem vorderen Differential 20 von 85 zu 15 vor. Mit zunehmender Antriebsleistung der Brennkraftmaschine wird auch der hydraulische Druck in der Lamellenkupplung 32 erhöht, um das gewünschte, anteil-

lige Antriebsmoment übertragen zu können. Ferner wird das zu übertragende Antriebsmoment gleitend mit abnehmendem Kurvenradius verringert bzw. mit zunehmendem Kurvenradius vergrößert bis bei Kurvenradius unendlich das volle Antriebsmoment übertragen wird.

Anstatt der gezeigten Ferguson-Kupplung als Zwischenachs-Differential 6 kann auch jedes andere Sperrdifferential z. B. ein sogenanntes Schneckenrad-Differential (Torsen-Prinzip) verwendet sein.

An das Steuergerät 60 ist ferner eine Verstelleinrichtung 74 angeschlossen, welche manuell verstellbar ist. Über diese Verstelleinrichtung kann die Charakteristik der Antriebsmomentenänderung bzw. der durch das Taktventil 68 eingestellte Druckverlauf nach oben oder unten verschoben werden, so daß die Antriebsmomentenverteilung auch manuell feinabstimmbare ist.

Die Fig. 2 zeigt ein Getriebe zur Antriebsmomentenänderung zwischen der vorderen und der hinteren Achse des Kraftfahrzeuges mit einem Kegelrad-Zwischenachs-Differential 80, welches über das nicht dargestellte Wechselgetriebe über eine Welle 82 angetrieben ist. Die angetriebenen Ausgleichskegelräder 84 sind mit den Achskegelrädern 86, 88 in Eingriff. Das Achskegelrad 88 treibt über eine Welle 90 ein Stirnzahnrad 92 an, welches mit einem weiteren Stirnzahnrad 94 kämmt. Das Stirnzahnrad 94 ist mit der Abtriebswelle 14 verbunden, welche konform zur Fig. 1 das hintere Achs-Differential 18 antreibt.

Das Achskegelrad 86 hingegen ist über eine Hohlwelle 96 mit einem Antriebsscheibenpaar 98 eines Kegel-scheibentriebes 100 mit veränderlichem Übersetzungsverhältnis verbunden. Das Antriebsscheibenpaar 98 treibt über ein Zugmittel 102 das Abtriebsscheibenpaar 104 an, welches drehfest auf der Abtriebswelle 12 sitzt. Durch Verstellen jeweils einer Scheibenhälfte der beiden Scheibenpaare kann in bekannter Weise eine veränderliche Übersetzung zwischen der Hohlwelle 96 und der Abtriebswelle 12 eingestellt werden. Die Übersetzungsänderung wird wie bei derartigen Zugmitteltrieben bekannt hydraulisch bewirkt.

Durch Verstellen der Scheibenhälften, wobei das Zugmittel, beispielsweise eine Schubgliederkette, an dem einen Scheibenpaar einen zunehmenden und an dem anderen Scheibenpaar einen abnehmenden Umschlingungsradius einnimmt, kann das Antriebsmoment zum vorderen Differential 20 beispielsweise zwischen 50 zu 50 bis 15 zu 85 mit Bezug zur hinteren Abtriebswelle 14 geändert werden. Über das Differential 80 kann dabei ein entsprechender Drehzahlausgleich erfolgen. Bei der gezeigten Ausführungsform kann jedoch eine Sperrung des Differentials 80 gegebenenfalls nur dann vorgenommen werden, wenn das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Stirnradtrieb 92, 94 und dem Kegel-scheibentrieb 100 gleich ist.

Anstelle der hydraulischen Lamellenkupplung 32 gemäß Fig. 1 oder dem Getriebe gemäß Fig. 2 wäre es auch denkbar, die Abtriebswelle 12 beispielsweise mittels einer Scheibenbremse abzubremesen, um dadurch die entsprechende Antriebsmomentenänderung zu bewirken. Als Zwischenachs-Differential wäre dann ebenfalls ein leistungsverzweigendes Differential, z. B. ein Kegelrad-Differential ohne selbsttätige Sperrwirkung, zu bevorzugen.

Ferner könnten an den vorderen und an den hinteren Rädern des Kraftfahrzeuges Drehzahlsensoren angeordnet sein, die ebenfalls entsprechende Signale an das Steuergerät 60 abgeben. Durch ein Vergleichen dieser

Drehzahlen könnte bei einem übermäßigen Durchdrehen der hinteren Räder eine Verstärkung des Antriebsmomentes an den Vorderrädern gesteuert werden.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen